不同约束条件对深海采矿输送管道动力学的影响

刘辉[1],邓旭辉[1,2],赵珂[1],郭小刚[1,2]

(1. 湘潭大学土木工程与力学学院,411105 湘潭;
2. 深海矿产资源开发利用技术国家重点实验室,410012 长沙)

摘　要:针对深海采矿系统长距离垂直输送管道顶端不同约束条件对复杂流固耦合振动特性的影响,采用基于双向流固耦合的模态分析方法,重点研究了铰接约束和弹性约束对管道固有频率及振型的影响;结合模态分析结果以及管道外壁所受应力和变形情况,对弹性约束管道进行谐响应分析,并根据分析结果对结构进行了优化设计。研究表明:对比两种约束条件模态分析结果,弹性约束管道固有频率最大、振幅最小,且振型最为简单,实际工程中管道顶端选用弹性约束最合适;当激励频率处于第7阶固有频率附近时,管道的振动响应最为激烈;通过增焊强环圈的方法对输送管道进行优化,对比优化前后模态分析结果,证明了优化的可行性。

关键词:输送管道;边界约束;固有频率;模态振型;谐响应分析;结构优化

中图分类号:P742　　　　**文献标志码:**A

Effects of different constraints on the dynamics of pipeline in deep sea mining

LIU Hui[1], DENG Xuhui[1,2], ZHAO Ke[1], GUO Xiaogang[1,2]

(1. College of Civil Engineering and Mechanics, Xiangtan University, 411105 Xiangtan, China;
2. State Key Laboratory of Exploitation and Utilization of Deep-Sea Mineral Resource, 410012 Changsha, China)

Abstract: In view of the influence of different constraints on vibration characteristics of transportation pipeline, the research mainly focuses on the effects of hinge and elastic constraints on the natural frequencies and modes of the pipeline by the bidirectional fluid structure interaction. With the results of modal analysis and the stress and deformation on the pipe outer wall, the harmonic response of elastic-constrained pipe is analyzed, and the structure is optimized according to the analysis results. The results show that the elastic constraint pipe has the largest natural frequency, the smallest amplitude, and the simplest vibration mode; therefore, it is the most suitable choice for the top of the pipe in the actual project. When the excitation frequency is close to the seventh-order natural frequency, the vibration response of pipeline is the most intense. The method of welding strong ring is used to optimize the pipeline, and the results of modal analysis before and after the optimization are compared, which proves the feasibility of the optimization.

Key words: conveying pipeline; boundary constraint; natural frequency; modal mode; harmonic response analysis; structure optimization

收稿日期:2020-08-04　　　**修回日期:**2022-02-15

基金项目:国家自然科学基金重点项目(No. 5143002);湖南省教育厅重点实验室开放基金项目(No. 18K028)

通信作者:邓旭辉,副教授。E-mail:dengbh@xtu.edu.cn

引用格式:刘辉,邓旭辉,赵珂,等. 不同约束条件对深海采矿输送管道动力学的影响[J]. 应用力学学报,2022,39(3):506-515.
LIU Hui, DENG Xuhui, ZHAO Ke, et al. Effects of different constraints on the dynamics of pipeline in deep sea mining[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2022, 39(3): 506-515.

完整的海底矿产资源开发系统,从水面至海底,主要由大型水面支持船、深水悬臂式长距离输送管道、水下大功率提升泵和海底集矿装置等部分组成。其中,长度上千米的长距离垂直输送管道是整个系统中最为薄弱,技术难度最大的部分,也是最为关键的核心内容。管道外部承受海流、波浪等环境荷载的作用,内部受到有一定流速的矿浆影响,在内外流联合作用下会产生流固耦合振动。当外界激励频率接近管道固有频率时,会引起管道的共振,影响管道的工作稳定性和疲劳寿命[1]。因此,深海采矿长距离输送管道的振动特性研究,对结构的性能分析、优化设计具有重要意义。

深海采矿长距离输送管道振动特性分析方法主要包括理论分析、数值模拟以及试验研究[2-4]。其中,朱卫平等[5]通过 Hamilton 原理推导出了外部横向激励作用下固-铰支撑管道振动微分方程,并用 Galerkin 法求解验证了振动方程的正确性;俞树荣等[6]推导出海洋立管耦合振动方程,并通过 Hermit 插值函数法对振动方程进行离散求解; Heil[7]通过牛顿迭代法研究了大位移流体结构相互作用问题的全耦合(单片)解;Huang 等[8]通过消元 Galerkin 法研究了不同边界条件下输送管道固有频率,得到了不同边界条件下的输送管道固有频率方程;Dai 等[9]采用传递矩阵法,通过引入动态刚度矩阵,计算了简单直管和弯管系统的固有频率;文献[10-11]研究了内外流固耦合作用对管道自由端偏移量的影响;李兵等[12]将两端固支薄壁圆柱管简化为 Timoshenko 梁模型,自制试验装置研究薄壁圆柱管的共振频率和振型;Kang 等[13]研究了在均匀流场环境下,张力对长圆柱体涡激振动响应的影响;文献[14-15]对比了柔性管道的数值计算和物理模型试验,指出物理模型试验对于理解管道复杂动力响应的必要性。

以上学者进行研究时大多将输送管道简化为悬臂梁,而在真实工作环境中管道与采矿船还有铰接约束、弹性约束等连接方式,顶端不同约束条件对应管道模态影响有所不同。本研究以深海采矿系统顶端与采矿船的连接方式为研究对象,采用三维势流理论及修正的 Morison 方程推导内外流作用下,深海采矿长距离输送管道流固耦合振动方程;同时,利用有限元方法,计算顶端球铰接和弹性连接两种不同约束条件下,深海采矿输送管道固有频率及振型,研究工程中较适合的连接方式;并尝试对结构进行优化,旨在为实际工程中减小管道振动对输送管道的影响,保证结构可靠性提供一定参考依据。

1 水下输送管道的自由振动

1.1 长距离输送管道流固耦合振动方程

深海采矿系统简化模型如图 1 所示。管道流固耦合动力学计算简图如图 2 所示。

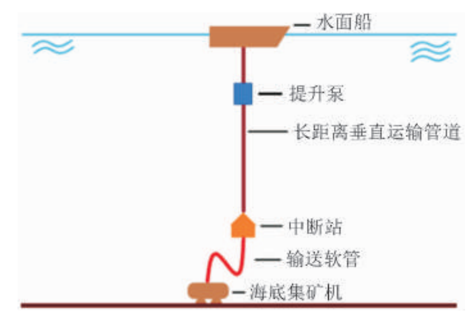


图 1 深海采矿系统简化模型

Fig. 1 Simplified model of deep-sea mining system

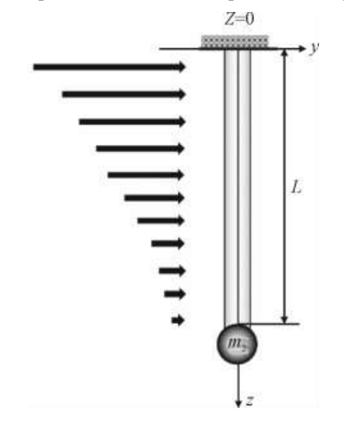


图 2 管道流固耦合动力学计算简图

Fig. 2 Computational diagram of pipe fluid-solid coupling dynamics

假定计算流体为无黏、无旋、有势的理想流体,则对于结构物所处流场存在速度势函数,满足 Laplace方程,即

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 r}+\frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 \theta}+\frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 z}=0 \tag{1}$$

式中:$\Phi(r,\theta,z,t)$ 为流体速度势函数;r、θ 为管道截面的极坐标。$\Phi(r,\theta,z,t)$满足如下边界条件。

1)在固定界面上,有

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z}=0,(z=0) \tag{2}$$

2)不考虑重力的影响,在液体表面,有

$$\Phi(r,\theta,z,t)=0,(z=0) \tag{3}$$

3)在流场无穷远边界处,有

$$\Phi(r,\theta,z,t)=0,(r\to\infty) \tag{4}$$

4）当 $\theta=0$ 时，有

$$\frac{\partial\Phi(r,0,z,t)}{\partial\theta}=\frac{\partial\Phi(r,\pi,z,t)}{\partial\theta}=0 \tag{5}$$

在流固耦合面上，管道的振动速度与流体的振动速度相同，有

$$\frac{\partial\Phi}{\partial r}=u'_{\theta=0}(z,t)\cos\theta \tag{6}$$

式中，$u'_{\theta=0}(z,t)$ 为管道来流方向速度。

$$u'_{\theta=0}(z,t)=U(z)\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} \tag{7}$$

式中 $U(z)$ 为管道在海水中的振型函数。

将边界条件式(2)～式(5)代入式(1)，得

$$\Phi(r,\theta,z,t)=\frac{-2\omega\cos\theta}{L}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{J_1(\lambda_i r)\cos(\lambda_i z)}{\lambda_i J'(\lambda_i r_0)}\times\int_0^L U(\delta)\cos(\lambda_i\delta)\mathrm{d}\delta \tag{8}$$

式中 ω 为管道在海水中的固有频率。

$P(r,\theta,z,t)$ 为流体动水压力，且

$$P(r,\theta,z,t)=-\rho_i\frac{\partial\Phi}{\partial t} \tag{9}$$

在流固耦合面上，有 $r=r_0$，且

$$P(r,\theta,z,t)=\frac{-2\rho_i\omega^2\cos\theta}{L}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{J_1(\lambda_i r)\cos(\lambda_i z)}{\lambda_i J'(\lambda_i r_0)}\times\int_0^L U(\delta)\cos(\lambda_i\delta)\mathrm{d}\delta \tag{10}$$

只考虑管道在海水中做自由振动，所有变量都按正弦方式随时间变化，因此可以在方程中将有关时间的因子消去[16]。中继站外形尺寸相对数千米扬矿硬管较小，只考虑其质量对扬矿硬管的影响[17]，因此管道在水中的振动方程为

$$EI\frac{\partial^4 u(z,t)}{\partial^4 z}+m_1\frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial^2 t}+m_2\frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial^2 t}+P(r,\theta,z,t)=0 \tag{11}$$

将式(7)、式(10)代入式(11)，得

$$\frac{\partial^4 U(z)}{\partial^4 z}+\frac{(m_1+m_2)\omega^2}{EI}U(z)+\frac{2\rho_l\omega^2\cos\theta}{L}\times\sum_{i=1}^{\infty}\frac{J_1(\lambda_i r)\cos(\lambda_i z)}{\lambda_i J_1'(\lambda_i r_0)}\int_0^L U(\delta)\cos(\lambda_i\delta)\mathrm{d}\delta=0 \tag{12}$$

式中：m_1 为管道质量；m_2 为管道自由端集中质量；ρ_l 为流体密度；ρ_s 为管道材料密度；EI 为管道抗弯刚度，令

$$m_1+m_2=M \tag{13}$$

$$M^*=\frac{2\rho_l\cos\theta}{LU(z)}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{J_1(\lambda_i r)\cos(\lambda_i z)}{\lambda_i J_1'(\lambda_i r_0)}\times\int_0^L U(\delta)\cos(\lambda_i\delta)\mathrm{d}\delta \tag{14}$$

可将式(12)写成

$$EI\frac{\partial^4 U(z)}{\partial^4 z}+\omega^2(M+M^*)U(z)=0 \tag{15}$$

式中 M^* 为流体附加质量。因此扬矿系统输送管道在海洋中自由振动的湿模态，可以看作是管道自身及其周边流体动水压力附加到管道上产生的振动。求解(12)式得

$$U(z)=D_1\alpha(kz)+D_2\beta_2(kz)+D_3\gamma(kz)+D_4\varepsilon(kz)+\sum_{i=1}^{\infty}G_i\left[D_1\alpha_i(kz)+D_2\beta_i(kz)+D_3\left(\gamma_i(kz)+\frac{k^3}{\lambda_i^4-k^4}\right)+D_4\left(\varepsilon_i(kz)-\frac{k\lambda_i^2}{\lambda_i^4-k^4}\right)\right]\cos(\lambda_i z) \tag{16}$$

其中

$$\begin{cases}\alpha(kz)=\dfrac{\cosh(kz)+\cos(kz)}{2}\\ \beta(kz)=\dfrac{\cosh(kz)-\cos(kz)}{2}\\ \gamma(kz)=\dfrac{\sinh(kz)-\sin(kz)}{2}\\ \varepsilon(kz)=\dfrac{\sinh(kz)+\sin(kz)}{2}\end{cases} \tag{17}$$

$$\begin{cases}\alpha_i(kz)=\dfrac{\lambda_i\sin(\lambda_i L)\left[\dfrac{\cosh(kz)}{k^2+\lambda_i^2}-\dfrac{\cos(kz)}{k^2-\lambda_i^2}\right]}{2}\\ \beta_i(kz)=\dfrac{\lambda_i\sin(\lambda_i L)\left[\dfrac{\cosh(kz)}{k^2+\lambda_i^2}+\dfrac{\cos(kz)}{k^2-\lambda_i^2}\right]}{2}\\ \gamma_i(kz)=\dfrac{\lambda_i\sin(\lambda_i L)\left[\dfrac{\sinh(kz)}{k^2+\lambda_i^2}+\dfrac{\sin(kz)}{k^2-\lambda_i^2}\right]}{2}\\ \varepsilon_i(kz)=\dfrac{\lambda_i\sin(\lambda_i L)\left[\dfrac{\sinh(kz)}{k^2+\lambda_i^2}-\dfrac{\sin(kz)}{k^2-\lambda_i^2}\right]}{2}\end{cases} \tag{18}$$

$$G_i=\frac{-2\rho_i\pi r_0\omega^2}{L\left[\lambda_i(EI\lambda_i^4-M)\omega^2\dfrac{J_1(\lambda_i r_0)}{J(\lambda_i r_0)}+\rho_i\pi r_0\omega^2\right]} \tag{19}$$

$$k^4=\frac{M\omega^2}{EI} \tag{20}$$

利用振动方程式(7)、式(14)和式(16)，结合表1不同约束条件下管道的边界条件，即可求其固有频率和振型。铰接约束的形式采用球铰接。

表 1 不同约束条件下管道边界条件

Tab. 1 Boundary conditions of pipelines under different constraints

约束	铰接约束	弹性约束
约束端	$u(0,t)=0$, $EI\frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial^2 z}=0$	$\frac{\partial u(0,t)}{\partial z}=0$, $\frac{\partial}{\partial z}\left[EI\frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial^2 z}\right]=-ku(0,t)$
自由端	$EI\frac{\partial^2 u(L,t)}{\partial z^2}=0$, $\frac{\partial}{\partial z}\left[EI\frac{\partial^2 u(L,t)}{\partial z^2}\right]=0$	$EI\frac{\partial^2 u(L,t)}{\partial^2 z}=0$, $\frac{\partial}{\partial z}\left[EI\frac{\partial^2 u(L,t)}{\partial^2 z}\right]=0$

1.2 方程求解

以管道顶端球铰接为例，对式(16)求导并将边界条件代入得

$$\begin{cases} D_1k_{11}+D_2k_{12}+D_3k_{13}+D_4k_{14}=0 \\ D_1k_{21}+D_2k_{22}+D_3k_{23}+D_4k_{24}=0 \\ D_1k_{31}+D_2k_{32}+D_3k_{33}+D_4k_{34}=0 \\ D_4=0 \end{cases} \tag{21}$$

其中刚度系数组成的行列式为

$$\begin{vmatrix} k_{11}=1+\sum_{i=1}^{\infty}G_i\frac{\lambda_i^3\sin(\lambda_iL)}{k^4-\lambda_i^4} & k_{12}=1+\sum_{i=1}^{\infty}G_i\frac{\lambda_ik^2\sin(\lambda_iL)}{k^4-\lambda_i^4} & k_{13}=\sum_{i=1}^{\infty}G_i\frac{-k^3}{k^4-\lambda_i^4} \\ k_{21}=\alpha(kL)-\sum_{i=1}^{\infty}G_i\alpha_i(kL)\cos(\lambda_iL) & k_{22}=\alpha(kL)-\sum_{i=1}^{\infty}G_i\beta_i\cos(\lambda_iL) & k_{23}=\varepsilon(kL)-\sum_{i=1}^{\infty}G_i\gamma_i\cos(\lambda_iL) \\ k_{31}=\varepsilon(kL)+2\sum_{i=1}^{\infty}G_i\varepsilon_i(kL)\sin(\lambda_iL) & k_{32}=\gamma(kL)+2\sum_{i=1}^{\infty}G_i\gamma_i(kL)\sin(\lambda_iL) & k_{33}=\alpha(kL)+\sum_{i=1}^{\infty}G_i\alpha_i\cos(\lambda_iL) \end{vmatrix} \tag{22}$$

求解式(22)，令行列式为0，行列式中只包含未知数 k，因此可以求出输送管道在海洋环境中的固有频率。将 k 代入式(21)即可求出 D_i 的值。将 k 和 D_i 的值代入式(16)，即可求出输送管道在深海环境中自由振动的振型。

1.3 输送管道水平液动力分析

深海采矿长距离输送管道外部所受的液动力由拖曳力和惯性力组成，其中拖曳力为由水质点运动速度引起的对管道的作用力，惯性力为水质点运动加速度引起的对管道的作用力。由于管道直径与入射波的波长相比尺度较小，因此适合用 Morison 方程计算液动力。假设波浪与海流同向，均为坐标轴 x 轴正向，则波流联合作用在输送管道上的水平液动力为

$$F_x=\int_{z_1}^{z_2}\mathrm{d}F=\int_{z_1}^{z_2}\frac{1}{2}\rho_{sw}C_DD_o(v_b+v_c)\mid v_b+v_c\mid\mathrm{d}z+\frac{\pi D_o^2}{4}\rho_{sw}C_M\dot{v}_b\mathrm{d}z \tag{23}$$

$$v_b=\frac{\omega H}{2}\mathrm{e}^{kz}\cos\theta \tag{24}$$

$$\dot{v}_b=\frac{\partial v_b}{\partial t}=\frac{\omega^2H}{2}\mathrm{e}^{kz}\sin\theta \tag{25}$$

$$v_c=0.15+0.622\times\left(\frac{L+z}{L}\right)^{12} \tag{26}$$

式中：ρ_{sw} 为海水密度；C_D 为拖曳力系数；C_M 惯性力系数；v_b 为波浪水质点水平速度；$\dot{v}_b$ 为波浪水质点水平加速度；v_c 为海流水质点的水平速度。

2 有限元建模及模态分析

2.1 输送管道的有限元建模

针对分布在水深800 m以下的富钴结核区和富锰结核区，本研究基于 ANSYS Workbench 有限元分析软件，以计算总长为1 000 m的长距离垂直输送管道建立计算模型。模型由输送管道及中继站组成，如图3所示。外部流场域与内部流场域均采用流体单元(Fluid 30)，输送管道采用结构单元(Solid 186)，在管道的内外壁定义无滑移流固耦合边界。为得到精确的计算结果，管道及内外流场域均采用六面体网格，外部流体网格按照越靠近管道处越密的原则划分，网格局部图与网格剖面图如图4、图5所示，结构网格单元数量为1 656 239，流体网格单元数量为4 830 753。计算域模型如图6所示。

图3 输送管道几何模型

Fig. 3 Geometric model of the conveyingpipe

假设在作业过程中，采矿船与输送管道的运动相对较小，将管道顶端考虑成铰接约束或者弹性约束，由于扬矿软管的刚度较小，且附着有浮力材料，对扬矿硬管的作用力可以忽略不计，可将中继站下端作为自由端来处理。以4级海况为例，输送管道

计算参数为:输送管道总长 1 000 m,内径 420 mm,外径 500 mm,壁厚 40 mm,密度 7 850 kg/m^3,单位长度质量 355.1 kg/m,弹性模量 210 GPa;海水密度 1 037 kg/m^3;矿浆密度 1 250 kg/m^3;中继站质量 10 t;海浪浪高 2.5 m,周期 10 s。

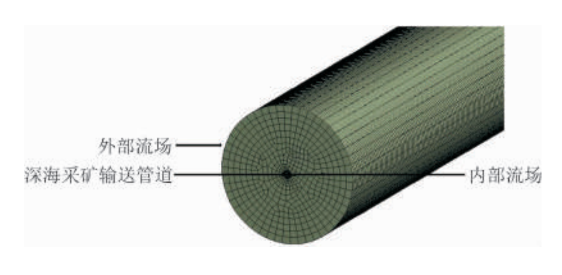


图 4 计算域网格模型图

Fig. 4 Computational domain mesh grid model

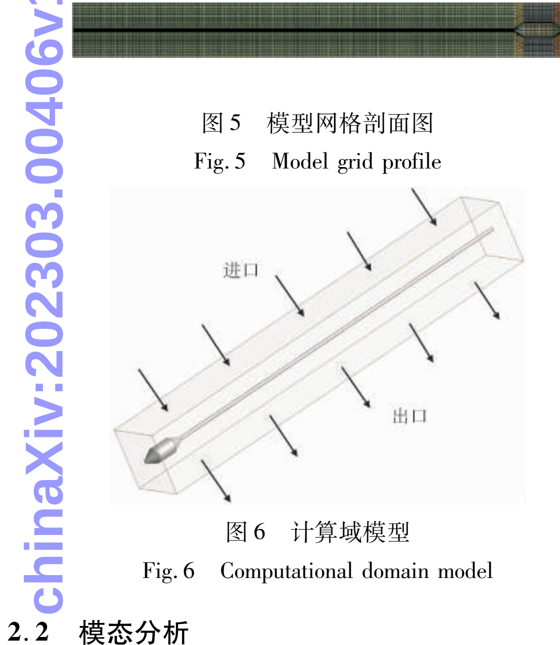


图 5 模型网格剖面图

Fig. 5 Model grid profile

图 6 计算域模型

Fig. 6 Computational domain model

2.2 模态分析

在 ANSYS Fluent 中定义外流场域与内流场域,采用 RNG k-ε 湍流模型封闭计算,在外流场域中由 UDF 导入沿 x 轴正方向的波浪水质点水平速度 v_b、海流水质点的水平速度 v_c,内部矿浆流速 5 m/s,计算输送管道内外流场情况。将流场计算结果导入到 Workbench 中的 Static Sturctural 以及 Model 模块中,将流体对管道的作用以预应力的方式施加到管道表面,研究不同约束(铰接、弹性连接)对输送管道固有频率及振型的影响。计算过程中管道壁面采用无滑移壁面,不考虑管道与流体的热交换。由于低阶模态在结构振动时起主要作用,本研究主要研究前 12 阶模态。通过 Workbench 中的 Transient Structure 模块进行瞬态结构动力学耦合计算,基于模态分析结果及瞬态动力学分析结果进行谐响应分析,作为动强度、动刚度的校核指标。

3 分析与讨论

3.1 顶端不同约束条件对管道模态的影响

深海长距离输送管道顶端与采矿船有多种约束方式,本研究重点研究在外部波流联合作用以及内流作用下,铰接约束和弹性约束两种约束条件对输送管道固有频率及振型的影响。铰接约束采用顶端球铰接的约束形式,弹性约束通过在扬矿管顶端设计纵向的弹簧减振器施加。根据管道振动微分方程[18-19],弹簧减振器的刚度设置为 9×10^6 N/m。取内流流速为 5 m/s,内流压强为 2 MPa[2],模态分析得到的各阶固有频率如图 7、图 8 所示。

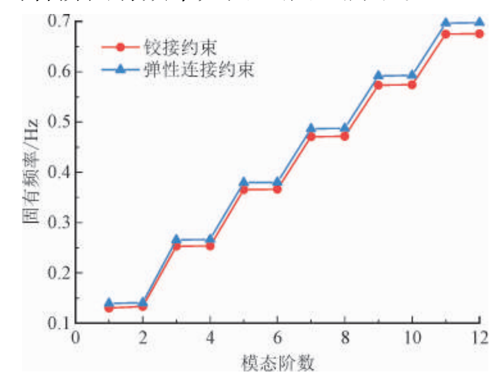


图 7 不同约束条件下的输送管道固有频率

Fig. 7 Natural frequency of pipeline under different constraint conditions

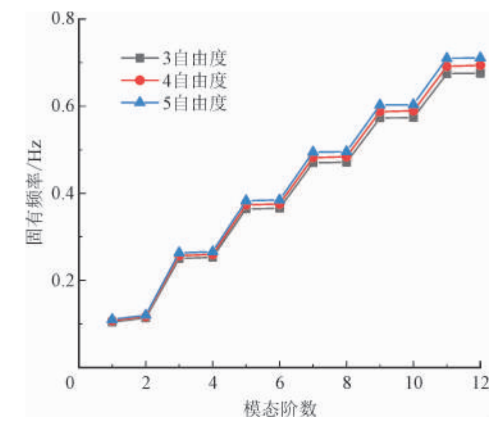


图 8 不同自由度的输送管道固有频率

Fig. 8 Natural frequencies of conveying pipelines with different degrees of freedom

从图 7 中可以看出,对于管道前 12 阶固有频率,管道顶端两种约束方式对应的固有频率变化趋势一致;管道顶端铰接约束时,各阶固有频率均小于

顶端弹性连接约束时的各阶固有频率,表明顶端固接约束管道更容易被外界激励产生共振,这种现象在高阶更加明显。弹性约束第1阶固有频率超过铰接约束第1阶固有频率6.1%,而弹性约束第12阶固有频率超过铰接约束第12阶固有频率10.8%。这说明随着模态阶数的增加,顶端约束条件对管道固有频率影响越大。图8为输送管道顶端铰接约束时改变自由度对固有频率的影响。通过对比可以看出,相同阶数下管道固有频率随着自由度的增加而减小。这可能是因为系统刚度随着顶端自由度的增加而增大,固有频率减小。

由于重根模态对应的振型形态相似,仅相位不同,因此取不同顶端约束条件下输送管道第1、3、5、7阶模态振型,如图9~图12所示。从图中可以看出,两种不同约束下同阶次振型形态基本一致,但略有不同。顶端铰接约束与弹性连接约束管道在靠近约束处波峰幅值最小,随着管长的增加,波峰处幅值逐渐增大,且顶端铰接约束管道增长趋势大于顶端弹性连接约束状态。

同种约束条件下,管道振型波峰处幅值受到海水深度影响:在水深0~700 m,振型波峰处幅值随模态阶数的增加而增加;超过700 m时,振型波峰处幅值随模态阶数的增加而减小。因此,进行深度超过700 m的水下作业时要注重考虑低阶模态对管道振动的影响。管道顶端无论采用何种约束,最大变形均发生在靠近中继站一侧。对比两种不同约束条件,顶端弹性约束时管道固有频率较高,弯曲振动波峰处幅值较小,实际工程中选用顶端弹性约束最合适。

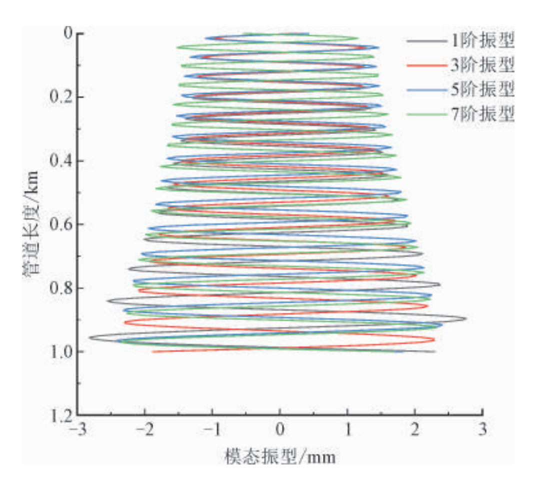


图9 管道顶端铰接约束模态振型

Fig. 9 Mode shapes of hinged connection at the top of pipeline

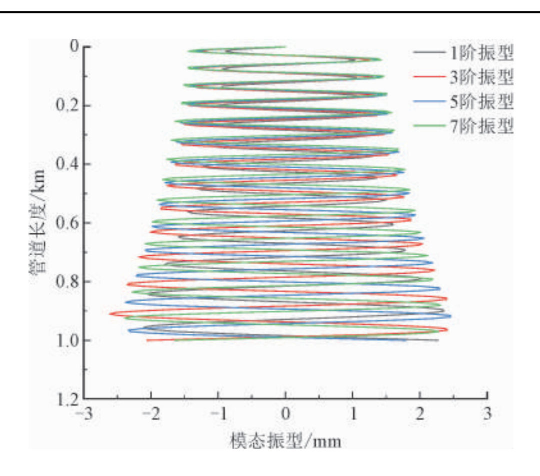


图10 管道顶端弹性约束模态振型

Fig. 10 Mode shapes of elastic connection at the top of pipeline

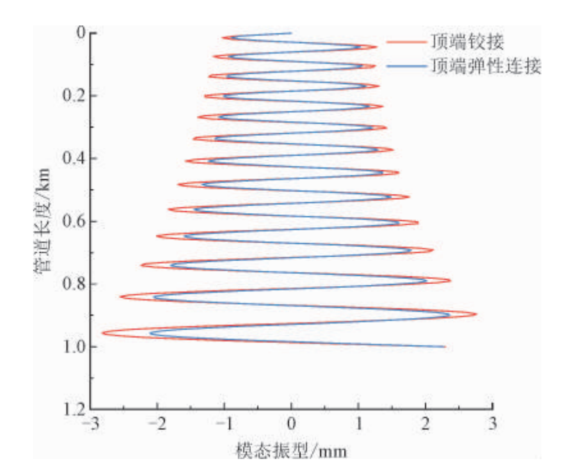


图11 不同顶端约束模态振型对比

Fig. 11 Comparison of modes with different top constraints

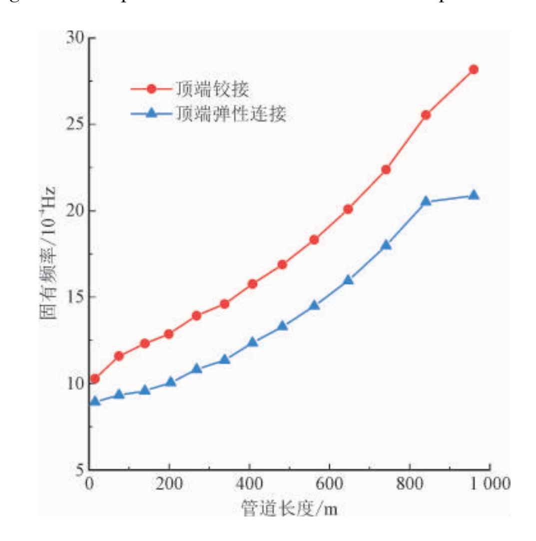


图12 不同约束条件下管道弯曲处波峰幅值

Fig. 12 Peak amplitude under different constraints

3.2 波流冲击下管道流固耦合瞬态应力分析

海洋环境中波浪与海流联合冲击管道,外部流

场域流体运动状态被改变,流体与结构之间产生泊松耦合与结合部耦合,对管道外壁产生较大作用力,导致管道发生显著变形。内外流场的边界条件设置为:内流由下向上运动,进口处采用速度进口边界条件,出口处采用开放性边界条件,荷载加载于内壁面。外部流体的运动方向平行于管道的径向方向,进口处采用速度进口边界条件,出口处采用开放性边界条件。其他面均采用对称边界条件。

图 13 ~ 图 15 为顶端不同约束管道在受到瞬态流场作用下的总变形和等效应力。从图中可以看出,顶端弹性约束与顶端铰接约束相比,管壁最大位移减小 −0.098 3 ~ 1.716 m,等效应力减小 0.2 ~ 565 MPa。

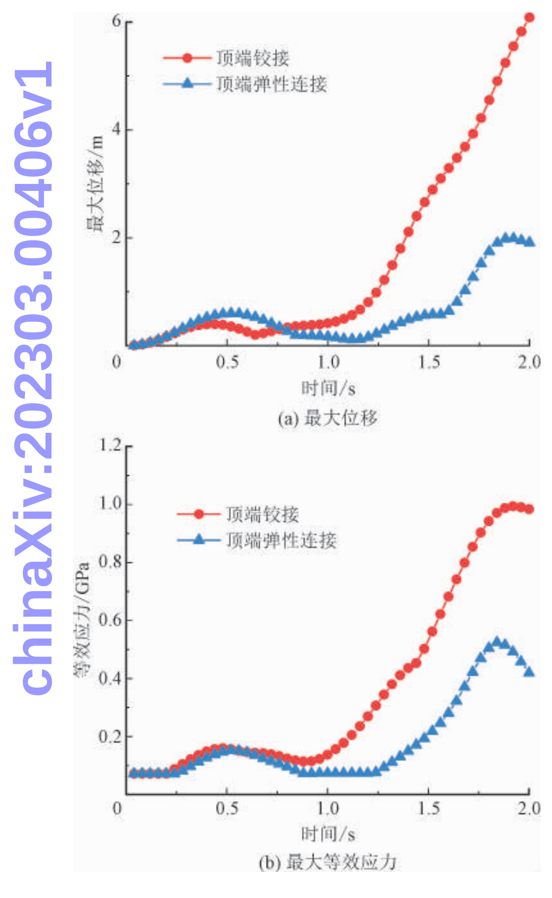


图 13 不同约束条件下的最大位移和最大等效应力

Fig. 13 Maximum displacement and maximum equivalent stress curves under different constraints

对比两种不同约束条件,管道最大位移处与应力集中区域存差异不大。顶端铰接约束管道与顶端弹性约束管道最大应力出现在管道最大位移处,应力变化趋势基本一致,但管道顶端为弹性约束时,其最大应力值与最大位移值远小于铰接约束。由此可以得出,在外部波流联合力作用下,管道应力变化及位移变化主要集中在管道上部 200 m,其余位置应力及位移变化较小;顶端弹性约束时管道最大位移及最大应力最小,在实际工程中应当适当考虑管道顶端弹性约束。

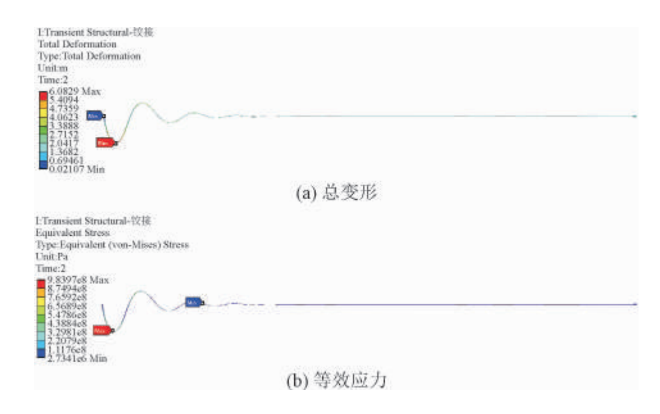


图 14 铰接约束总变形和等效应力

Fig. 14 Total deformation and equivalent stress of hinged constraints

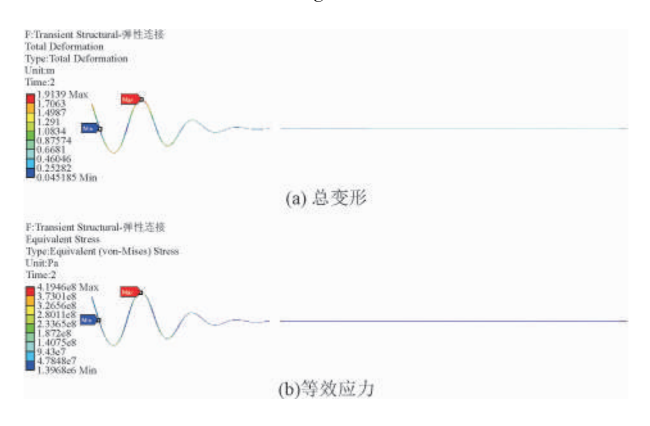


图 15 弹性约束总变形和等效应力

Fig. 15 Total deformation and equivalent stress of elastic constraint

3.3 弹性约束管道的谐响应分析

基于深海采矿系统长距离垂直输送管道湿模态分析结果与力学分析结果,采用模态叠加法研究顶端弹性约束管道在不同持续频率的周期荷载作用下的动力响应,得到谐响应分析结果作为动强度、动刚度的校核指标。由应力分析计算可得激振幅值为 0.5 GPa。根据顶端弹性约束管道前 12 阶固有频率值,定义激励频率范围为 0.1 ~ 1.0 Hz。按定义的频率范围等分 100 份,选取管道外壁与外流接触的流固耦合面作为重点监测位置,分析长距离垂直输送管道的振幅、加速度、应力、应变与外界激励频率之间的响应关系。

针对管道流固耦合的谐响应分析可得到振动幅值、应变和应力的频率响应,结果如图 16 所示。

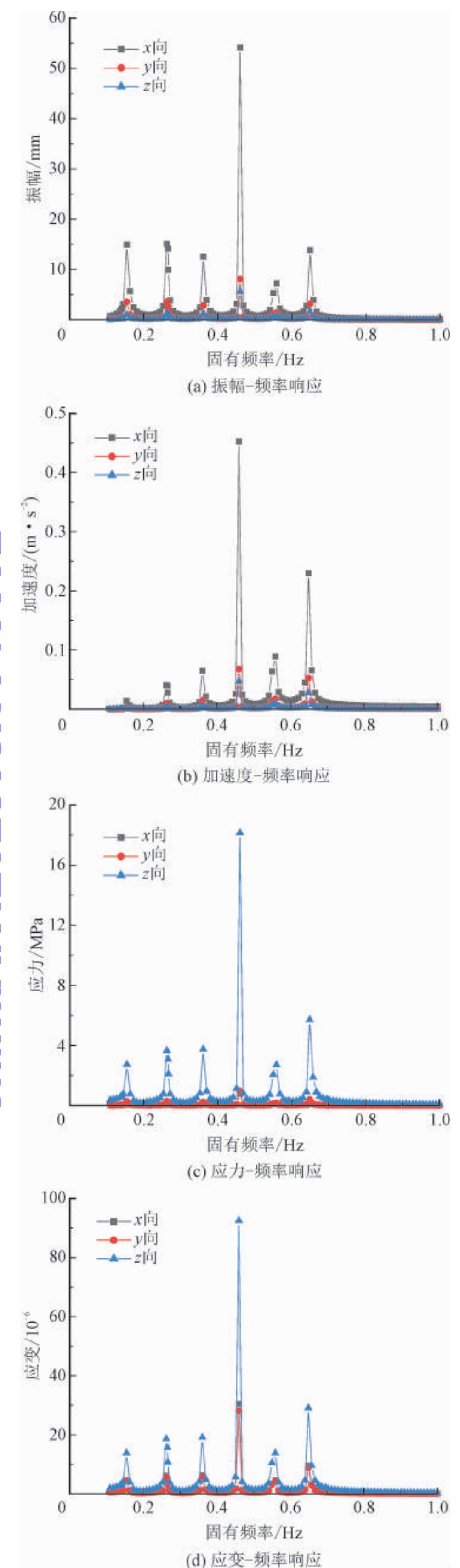


图 16　幅值、应力和应变的频率响应曲线

Fig. 16　Frequency response curves of amplitude, stress and strain

由图 16 可以看出,随着外界激励频率的增大,管道最大变形处的振幅、加速度、应力、应变均在第 1 阶(0.156 Hz)、3 阶(0.264 Hz)、5 阶(0.363 Hz)、7 阶(0.459 Hz)、9 阶(0.555 Hz)、11 阶(0.649 Hz)固有频率附近出现峰值。其中振幅、加速度、应力、应变的最大峰值出现在第 7 阶固有频率(0.459 Hz)附近,第 11 阶固有频率(0.649 Hz)附近出现第 2 大峰值,其他模态阶数附近响应峰值较小,对结构影响较微弱。因此,下文只对当激励荷载为 0.459 Hz 及 0.649 Hz 时管道响应进行分析。对比模态分析结果与谐响应曲线,响应峰值频率与对应固有频率的频率差第 1、3、5、7、9、11 阶分别为 1.35%、0.6%、0.52%、0.15%、0.74%、0.28%。

从图 16(a)中可以看出:由于存在沿 x 轴方向的波浪和海流冲击,管道沿 x 轴方向的位移响应最大;在最大峰值处,x 轴方向与 y 轴方向位移峰值为 54.17 mm 和 8.09 mm,而由于管道顶端被约束,所以在沿 z 轴方向位移响应几乎为 0。从图 16(b)中可以看出:由于管道顶端的约束,x 轴方向加速度响应峰值远远大于 y 轴及 z 轴加速度响应峰值;当激励频率为 0.46 Hz 时,x 轴方向加速度响应峰值为 0.453 m/s^2;当激励频率为 0.649 Hz 时,x 轴方向加速度响应峰值为 0.23 m/s^2。由此得出结论,长度为 1 000 m 的深海采矿输送管道受到外部激励时,沿海流与波浪方向会产生较大位移和加速度响应。在进行结构系统优化时可以通过添加阻尼器来避免一定范围内的共振,减小振动产生的变形。

从图 16(c)和(d)中可以看出:由于存在垂直 z 轴方向上的波流联合冲击,监测位置 z 方向的应力应变响应远远大于其他两个方向;当激励频率为 0.46 Hz 时,z 轴方向上的应力响应为 18.16 MPa,应变响应为 9.3×10^{-5} mm;当激励频率为 0.649 Hz 时,z 轴方向上的应力响应为 5.71 MPa,应变响应为 2.91×10^{-5} mm。可以通过安装振动传感器对管道进行压力与速度的振动数据监测。这些分析可以为管道结构的设计与优化提供技术支持与理论依据。

3.4　优化设计

通过模态分析和谐响应分析结果可以得知,深海采矿长距离垂直输送管道在第 7 阶模态振动响应最为强烈,振型以弯振为主,发生多次弯曲变形。反复大变形振动会使管道产生疲劳破坏,影响深海采矿系统工作稳定性。因此,在深海采矿系统整体结

构不变的情况下，通过在输送管道外壁增焊强环圈来降低管道固有频率，避开较为强烈的共振，如图 17 所示。根据谐响应分析可得共振时结构变形最大部位相隔 30 m，因此每间隔 30 m 焊接强环圈。强环圈高 2 m，厚 0.2 m。图 18 ~ 图 20 为输送管道优化后模态分析结果。

图 17　输送管道优化后的部分模型

Fig. 17　Partial model of optimized pipeline

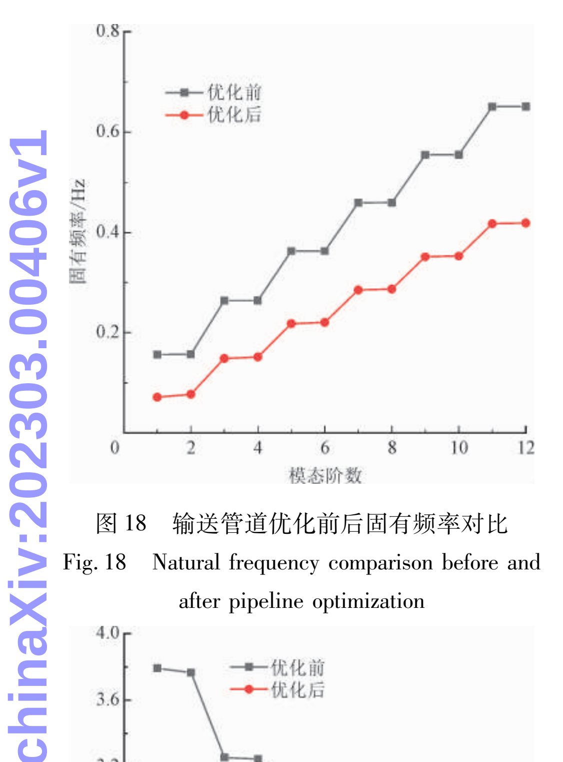


图 18　输送管道优化前后固有频率对比

Fig. 18　Natural frequency comparison before and after pipeline optimization

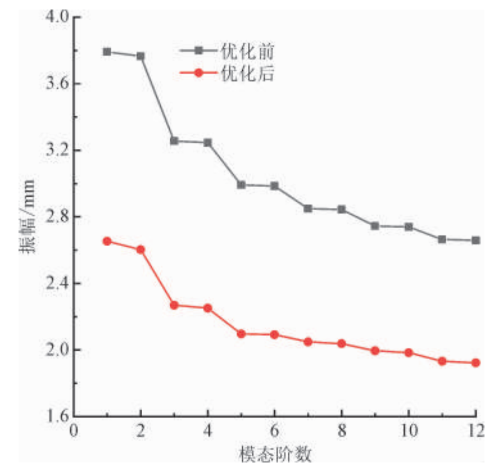


图 19　输送管道优化前后各阶模态振型最大幅值对比

Fig. 19　Comparison of maximum amplitude of each mode shape before and after pipeline optimization

从图 18 中可以看出：输送管道优化后各阶固有频率较优化前降低 35.85% ~ 54.3%，且各阶固有频率之间差值减小，第 12 阶固有频率为0.419 Hz，避开了响应最激烈的 0.46 Hz 和 0.649 Hz。从图 19 中可以看出，优化后管道各阶固有频率对应振幅均有所减小，其中最大振幅仅为 2.653 6 mm，为优化前的 67%。从图 20 中可以看出，优化后响应位移大幅降低，说明此改进方法确实对管道抗振性能起到一定作用。

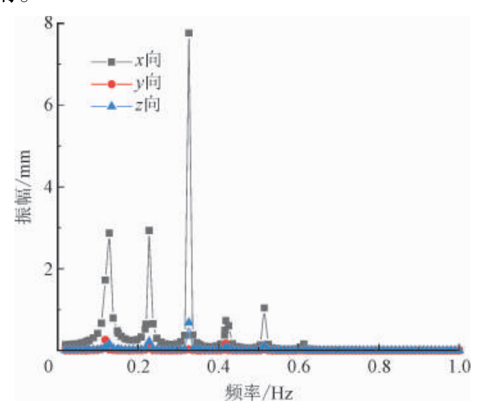


图 20　输送管道优化后位移-频率响应

Fig. 20　Displacement frequency response of optimized pipeline

4　结　论

为了分析顶端不同约束条件对深海采矿系统长距离垂直输送管道在海洋环境中的振动特性影响，本研究采用理论推导和模拟仿真相结合的方式进行研究。首先采用三维势流理论推导内外流作用下深海采矿长距离输送管道流固耦合振动方程，后续设计了一系列计算工况，分析了管道顶端铰接和弹性连接两种约束条件下输送管道固有频率和振型的变化规律。通过以上结果分析得出以下结论。

1）顶端约束条件对管道模态影响较大。管道顶端铰接与弹性连接同阶固有频率值相近，振型形态简单，均以弯振为主，顶端弹性连接振型幅值小于铰接管道。因此通过对比，实际工程中管道顶端选用弹性连接最合适。

2）通过对弹性连接管道进行谐响应分析发现，由于内外流联合作用，激励频率在第 7 阶附近（0.46 Hz）和第 11 阶附近（0.649 Hz）时，管道振动最为激烈。根据特征点的位移加速度及应力应变响应分布规律，可以看到在垂直于输送管道流固耦合面 x 方向上的振动位移加速度响应最为剧烈，输送管道 z 方向上应力应变响应最为剧烈。

3）根据模态分析结果及谐响应分析结果，可以通过对共振时变形较大部位增焊强环圈的方法来避免或者减小变形；结构优化后输送管道固有频率降低了 35.85% ~54.3%，避开了响应最为激烈的外界

激励荷载,管道振幅仅为优化前的 67%。这证明了优化方法的可行性,可以在实际工程中起到一定参考作用。

参考文献

[1] 姜峰,郑运虎,梁瑞,等.海洋立管湿模态振动分析[J].西南石油大学学报(自然科学版),2015,37(5):159-166.
JIANG Feng,ZHENG Yunhu,LIANG Rui,et al. An analysis of the wet model vibration of marine riser[J]. Journal of Southwest Petroleum University (science & technology edition),2015,37(5):159-166(in Chinese).

[2] 赵江,俞建峰,楼琦.基于流固耦合的 T 型管振动特性分析[J].振动与冲击,2019,38(22):117-123.
ZHAO Jiang, YU Jianfeng, LOU Qi. Modal analysis of T-shaped pipes based on a fluid-solid interaction model[J]. Journal of vibration and shock,2019,38(22):117-123(in Chinese).

[3] 刘瑞骏,郝志勇,郑旭,等.改进的湿模态法在流固耦合中的应用[J].振动与冲击,2017,36(22):199-204.
LIU Ruijun,HAO Zhiyong,ZHENG Xu,et al. The application of an improved wet mode method in fluid-structure interaction[J]. Journal of vibration and shock,2017,36(22):199-204(in Chinese).

[4] BATHE K J,ZHANG H. Finite element developments for general fluid flows with structural interactions[J]. International journal for numerical methods in engineering,2004,60(1):213-232.

[5] 朱卫平,周楚健,狄勤丰.外加横向激励对固-铰支承管道流固耦合振动的影响[J].上海大学学报(自然科学版),2016,22(5):597-605.
ZHU Weiping,ZHOU Chujian,DI Qinfeng. Effect of lateral stimuli on vibration of clamped-hinged pipeline with fluid-structure interaction[J]. Journal of Shang Hai University(national sciences edition),2016,22(5):597-605(in Chinese).

[6] 俞树荣,王在刚,刘雪,等.波流作用下海洋立管流固耦合动力特性分析[J].化工机械,2013,40(5):653-657.
YU Shurong,WANG Zaigang,LIU Xue,et al. Dynamic analysis of fluid-structure coupling in ocean risers under wave-current action[J]. Chemical engineering & machinery,2013,40(5):653-657(in Chinese).

[7] HEIL M. An efficient solver for the fully coupled solution of large-displacement fluid-structure interaction problems[J]. Computer methods in applied mechanics and engineering,2004,193(1/2):1-23.

[8] HUANG Y M,LIU Y S,LI B H,et al. Natural frequency analysis of fluid conveying pipeline with different boundary conditions[J]. Nuclear engineering and design,2009,240(3):461-467.

[9] DAI H L,WANG L,QIAN Q,et al. Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix method[J]. Applied mathematics and computation,2012,219(5):2453-2464.

[10] 周知进,阳宁,王钊,等.外部流体作用下管道输送流固耦合效应偏移分析[J].振动与冲击,2013,32(13):142-146.
ZHOU Zhijin,YANG Ning,WANG Zhao,et al. Pipe's offset analysis for a pipeline transporting under action of external fluid considering fluidsolid coupled effects[J]. Journal of vibration and shock,2013,32(13):142-146(in Chinese).

[11] 周知进,杨智,王钊,等.外部液动力作用下管道输送流固耦合应力分析[J].工程力学,2013,30(12):242-247.
ZHOU Zhijin, YANG Zhi, WANG Zhao, et al. Stress analysis on fluid-solid coupling effects for vertical lifting pipe[J]. Engineering mechanics,2013,30(12):242-247(in Chinese).

[12] 李兵,谢里阳,郭星辉,等.流体对薄壁圆柱管振动频率的影响[J].振动与冲击,2010,29(7):193-195.
LI Bing,XIE Liyang,GUO Xinghui,et al. Effect of fluid on vibration frequency of thin-walled cylindrical tube[J]. Journal of vibration and shock,2010,29(7):193-195(in Chinese).

[13] KANG L,GE F,WU X D,et al. Effects of tension on vortex-induced vibration(ⅥⅤ) responses of a long tensioned cylinder in uniform flows[J]. Acta mechanica sinica,2017,33(1):1-9.

[14] HONG Y P,KOTERAYAMAW. A numerical simulation scheme for dynamics of flexible riser and its validation by forced oscillation experiments[J]. International journal of offshore and polar engineers,2004,14(2):110-117.

[15] RAHMATI M T,NOROUZI S,BAHAI H,et al. Experimental and numerical study of structural behavior of a flexible riser model[J]. Applied ocean research,2017,67:162-170.

[16] 郑哲敏,马宗魁.悬臂梁在一侧受有液体作用时的自由振动[J].力学学报,1959(2):111-119.
ZHENG Zhemin,MA Zongkui. Free vibration of a cantilever beam subjected to liquid on one side[J]. Chinese journal of theoretical and applied mechanics,1959(2):111-119(in Chinese).

[17] 李艳,廖科伏,卢飞,等.考虑流固耦合的 1 000 m 深海扬矿硬管动力学分析[J].水资源与水工程学报,2017,28(1):163-168.
LI Yan,LIAO Kefu,LU Fei,et al. Dynamic analysis of a hard tube in a deep-sea mine with fluid-solid coupling at 1 000 m[J]. Journal of water resources and water engineering,2017,28(1):163-168(in Chinese).

[18] 张光伟,谢壮宁,黄幼玲.具有弹性支承的圆管在内外部流激发下动力特性及实验研究[J].应用力学学报,1993,10(2):85-89.
ZHANG Guangwei, XIE Zhuangning, HUANG Youling. Dynamic characteristics and experimental study of a circular tube with elastic support under excitation by internal and external flows[J]. Chinese journal of applied mechanics,1993,10(2):85-89(in Chinese).

[19] 熊宇,张怀亮,彭欢.一种新型液压管道抗振支承研究[J].噪声与振动控制,2017,37(2):168-172.
XIONG Yu,ZHANG Huailiang,PENG Huan. Research on a new type of anti-vibration supports for hydraulic pipelines[J]. Noise and vibration control,2017,37(2):168-172(in Chinese).

(编辑　黄崇亚)